

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-144171

(43)Date of publication of application : 24.05.1994

(51)Int.Cl.

B60T 8/00

(21)Application number : 04-298932

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 09.11.1992

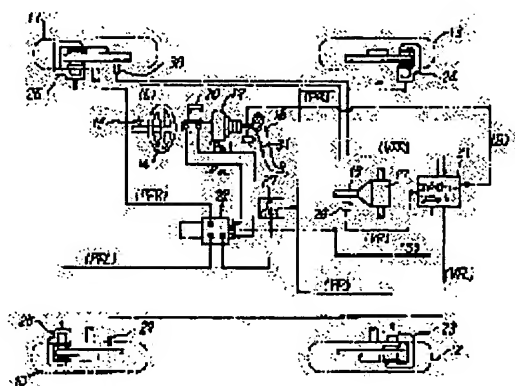
(72)Inventor : MARUKO NAOKI
YAMAGUCHI HIROTSUGU
MATSUMOTO SHINJI
INOUE HIDEAKI

(54) BRAKING FORCE CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PURPOSE: To concurrently secure the stability of a vehicle in the road surface state having nonuniform road surface μ and improve the braking performance in the road surface state having uniform road surface μ by applying the proper braking force in response to the road surface state to the rear wheel side.

CONSTITUTION: An actuator 22 contains an on/off control type three-position solenoid valve capable of controlling to decrease, hold, or increase the pressure, it is fed with the master cylinder liquid pressure P_m corresponding to the depressing force of a brake pedal 18 from a master cylinder 20, and it individually controls the rear wheel brake liquid pressure P_R and front wheel brake liquid pressures P_{FL} , P_{FR} in response to the brake hydraulic control signal S from a control unit 21. The control unit 21 controls the rear wheel brake liquid pressure to decrease the braking force of the rear wheels in the road surface state having a large road surface μ difference between the right and left wheels based on the inputted rear wheel revolving speed VR , left front wheel revolving speed V_{FL} , right front wheel revolving speed V_{FR} , steering angle θ , brake signal B and the like to adjust the braking force.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 26.03.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 27.06.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

BEST AVAILABLE COPY

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Braking force-control equipment equipped with braking fluid-pressure control means which is characterized by providing the following and which carries out adjustable control of the braking fluid pressure of a rear wheel at least A road surface mu detection means to detect the road surface mu of a right-and-left ring, respectively A braking fluid-pressure control signal adjustment means to order the aforementioned fluid-pressure control means a braking fluid-pressure control signal which makes damping force of a rear wheel small, so that the road surface mu difference of a right-and-left ring is a large road surface situation based on the detection information on this road surface mu detection means

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] this invention relates to the braking force-control equipment of vehicles which enabled it to carry out adjustable control of the braking fluid pressure (brake fluid pressure) of a right-and-left rear wheel.

[0002]

[Description of the Prior Art] As a conventional example of the braking force-control equipment which controls the rear wheel brake fluid pressure of vehicles, there are some which were indicated by JP,4-133846,A, for example. This conventional example has restricted elevation of a rear wheel brake fluid pressure in order to realize early rear wheel lock prevention at the time of braking of vehicles. Since it is made to set up by adjustable control, without fixing the split point (critical fluid-pressure point) which starts a limit of a rear wheel brake fluid pressure in that case, compared with a front-wheel side, the damping force by the side of a rear wheel becomes small, and the stability at the time of braking comes to be secured.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, although the damping force by the side of a rear wheel is smaller than a front-wheel side, the road surfaces μ , such as a right-and-left split μ road surface, are stabilized by the rear wheel side by the bird clapper in an uneven road surface situation and the stability of vehicles is secured when the braking force control of the above-mentioned conventional example is performed. Since the damping force by the side of a rear wheel was left as it is in spite of being the situation that a road surface μ can increase damping force in a uniform road surface situation, there was a problem that sufficient braking performance could not be obtained.

[0004] this invention aims to let a road surface μ for a road surface μ enable it reservation of the stability of the vehicles in an uneven road surface situation, and to realize coexistence with improvement in the braking performance in a uniform road surface situation by giving the suitable damping force according to the road surface situation to a rear wheel side.

[0005]

[Means for Solving the Problem] For this purpose, the braking force-control equipment of this invention. In the braking force-control equipment equipped with braking fluid-pressure control means which carries out adjustable control of the braking fluid pressure of a rear wheel at least. It is based on the detection information on a road surface μ detection means to detect the road surface μ of a right-and-left ring, respectively, and this road surface μ detection means. It is characterized by establishing a braking fluid-pressure control signal adjustment means to order the aforementioned fluid-pressure control means a braking fluid-pressure control signal which makes damping force of a rear wheel small, so that the road surface μ difference of a right-and-left ring is a large road surface situation.

[0006]

[Function] In case fluid-pressure control means carry out adjustable control of the braking fluid pressure of a rear wheel at least according to this invention. Since the road surface situation that the road surface μ difference of a right-and-left ring is [a braking fluid-pressure control signal adjustment means] larger orders fluid-pressure control means a braking fluid-pressure control signal which becomes small compared with a front-wheel side, the damping force by the side of a rear wheel. In an uneven road surface situation, the stability of vehicles is fully secured for a road surface μ like a right-and-left split road surface, and a road surface μ makes the damping force by the side of a rear wheel increase as much as possible in a uniform road surface situation, and a desired braking performance can be realized.

[0007]

[Example] Hereafter, the example of this invention is explained in detail based on a drawing. Drawing 1 is the system chart showing the composition of the 1st example of the braking force-control equipment of this invention, and 12 are shown by the inside 10 and 11 of drawing, and a right-and-left front wheel and 13 show a right-and-left rear wheel,

respectively. The right-and-left front wheels 10 and 11 are *** (ed) by the steering wheel 14, vehicles are steered, the engine drive of the right-and-left rear wheels 12 and 13 is carried out through a driveshaft 16 and a differential gear 17, and they make it for this braking force-control equipment to be constituted so that the antiskid control of the right-and-left rear wheels 12 and 13 may be carried out in common while it carries out the antiskid control of the right-and-left front wheels 10 and 11 separately, and run vehicles.

[0008] The brake system of the above-mentioned vehicles is constituted as follows. That is, the treading-in force of a brake pedal 18 is supplied to a master cylinder 20, after increasing by the booster 19, and the master cylinder fluid pressure P_m according to the treading-in force of a brake pedal 18 is supplied to an actuator 22 from a master cylinder 20. An actuator 22 is what constitutes an antiskid device with a control unit 21. At the time of the anti skid operation under control by the control unit 21 mentioned later It supplies as a rear wheel braking fluid pressure (brake fluid pressure) P_R common to each wheel cylinder 23 and 24, regulating the pressure so that rear wheels 12 and 13 may not lock one side of the master cylinder fluid pressure P_m . They are the front-wheel braking fluid pressure (brake fluid pressure) P_{FL} of each [wheel cylinder / each / 25 and 26], and P_{FR} , regulating the pressure separately so that front wheels 10 and 11 may not lock another side of the master cylinder fluid pressure P_m . It supplies by carrying out. In addition, the well-known proportioning valve (P bulb) 27 shall be inserted in the supply system of the rear wheel braking fluid pressure P_R .

[0009] An actuator 22 is equipped with the solenoid valve for fluid-pressure control corresponding to each supply system, responds to the braking fluid-pressure control signal S from a control unit 21 with these solenoid valves, and is the braking fluid pressures P_R and P_{FL} and P_{FR} . It controls separately and the pressure of wheel-cylinder ** is regulated. As each solenoid valve, the reduced pressure for known actuator control (ABS control), dwelling (maintenance), and the ON/OFF control type 3 position solenoid valve in which boost control is possible shall be used, correspondence fluid pressure shall be decompressed at the time of a reduced pressure position, a correspondence fluid pressure shall be held at the time of a dwelling position, and a correspondence fluid pressure shall be boosted towards the master cylinder fluid pressure P_m which is former ** at the time of a boost position.

[0010] The rotational frequency signal from the rear wheel rotation sensor 28 which detects the rotational frequency VR of the driveshaft 16 which is the average rotational frequency of the right-and-left rear wheels 12 and 13 in a control unit 21, Rotational frequency VFL of the forward left ring 10 The rotational frequency signal from the forward left ring rotation sensor 29 to detect, and rotational frequency VFR of the forward right ring 11 While inputting the rotational frequency signal from the forward right ring rotation sensor 30 to detect The signal from the rudder angle sensor 15 which detects the steering angle (rudder angle) θ of a steering wheel (handle) 14, the signal B from the brake switch 31 showing the existence of braking, etc. are inputted.

[0011] A control unit 21 performs rear wheel brake fluid-pressure control which makes damping force of a rear wheel small as the road surface μ difference of the right-and-left ring computed from the road surface μ of a right-and-left ring becomes large based on the input signals VR and VFL from each above-mentioned sensor, VFR , θ , and B , in case the microcomputer is included and an antiskid control is performed, and thereby, it adjusts damping force of a correspondence wheel.

[0012] Drawing 2 is a flow chart which is performed with the microcomputer in a control unit 21 in the 1st example and which illustrates an antiskid-control program. That is, it sets to the control program of drawing 2 repeatedly performed for every predetermined period, and is Step 100 first. Each above-mentioned sensor empty-vehicle ring rotational frequencies VR and VFL and VFR It reaches, the steering angle θ and the brake active signal B are read, and it is the following step 101. The operating state of a brake is judged by the existence of the brake active signal B . This step 101 When judged as the time of un-braking (when the brake switch 31 is OFF), it is Step 102 of the outside of the object of rear wheel brake fluid-pressure control of this example, and a bird clapper to a degree. The flag used for the control mentioned later; after resetting $FLAG1$ and $FLAG2$ ($FLAG1 = 0$, $FLAG2 = 0$), it is Step 103 about control. It advances. On the other hand, it is Step 102 when judged as the time of braking. It skips and is Step 103 immediately about control. Since it advances, the state of $FLAG1$ and $FLAG2$ at the time of being last time at the braking time is held.

[0013] Step 103 **** -- wheel rotational frequency VFL from -- the case low [μ] from which wheel acceleration $dVFL/dt$ of the forward left ring 10 computed judges whether it is under the predetermined value (threshold) α , and serves as $dVFL/dt < \alpha$ -- Step 104 $FLAG1$ is set ($FLAG1 = 1$). On the other hand, in the case of the quantity μ used as $dVFL/dt \geq \alpha$, it is Step 104. It skips and is Step 105 immediately about control. Since it advances, when last time is low [μ], the state of $FLAG1$ of ** is held. the same -- the following step 105 **** -- wheel rotational frequency VFR from -- the case low [μ] from which wheel acceleration $dVFR/dt$ of the forward right ring 11 computed judges whether it is under the predetermined value (threshold) α , and serves as $dVFR/dt < \alpha$ -- Step 106 $FLAG2$ is set ($FLAG2 = 1$). On the other hand, in the case of the quantity μ used as $dVFR/dt \geq \alpha$, it is Step 106. It skips and is Step 107 immediately about control. Since it advances, the state of $FLAG2$ in case last time is low [μ] is held. In

addition, the above-mentioned step 103-106 Setting, a control unit 21 functions as a road surface μ detection means. [0014] Step 107 It judges whether the state of FLAG1 and FLAG2 is in agreement then, and it is Step 108 when inharmonious. The amount $\Delta\lambda$ of reduced pressure threshold amendments is set as the predetermined value β ($\Delta\lambda = \beta$). Thereby, it is the following step 110. The amendment which applies the above-mentioned amount $\Delta\lambda$ of reduced pressure threshold amendments to reduced pressure threshold λ is made, and reduced pressure threshold λ is changed ($\lambda = \lambda + \Delta\lambda$). On the other hand, it is the above-mentioned step 107. When the state of FLAG1 and FLAG2 is in agreement, it is the following step 109. Step 110 of setting reduced pressure threshold λ as 0 ($\Delta\lambda = 0$) to a degree Reduced pressure threshold λ computed is not changed, but holds the last state. In addition, the above-mentioned step 107-110 Setting, a control unit 21 functions as a braking fluid-pressure control signal adjustment means.

[0015] The following step 111 It is the above-mentioned step 110. Using the calculated reduced pressure threshold, the wheel-cylinder fluid pressure PR of a rear wheel is controlled by the usual ABS control, damping force is adjusted, and it is this step 111. Setting, a control unit 21 and an actuator 22 function as braking fluid-pressure control means. In reduced pressure control as this ABS control, it illustrates, for example to drawing 3 -- an increase -- reduced pressure -- control -- what is used -- carrying out -- the -- an increase -- Whether it corresponds to which zone of a reduced pressure zone, a dwelling (maintenance) zone, and a boost zone The amount S_r of rear wheel slips The Δa acceleration dV_r / dt is [whether the above-mentioned reduced pressure threshold λ is exceeded and] threshold α . It shall judge by whether it exceeds or not and wheel-cylinder fluid-pressure control (a boost, dwelling, reduced pressure) of the corresponding zone shall be performed.

[0016] The timing chart of drawing 4 explains an operation of the above-mentioned control. Drawing 4 The wheel rotational frequency (wheel speed) VFL of the right-and-left front wheels 10 and 11, and VFR (in the example of illustration, a solid line shows Δa VFR and a dotted line shows Δa VFL), The ON/OFF state of the brake switch 31, and wheel acceleration $dVFL/dt$ of the forward left ring 10 and wheel acceleration $dVFR/dt$ of the forward right ring 11 (in the example of illustration, a solid line shows wheel Δa of a forward right ring, and a dotted line shows the wheel acceleration of a forward left ring), FLAG1 and FLAG2 showing the road surface situation (road surface μ) of a right-and-left front wheel, and the amount $\Delta\lambda$ of reduced pressure threshold amendments are expressed serially, respectively.

[0017] In the case of the example of drawing 4 of operation, they are wheel speed VFL and VFR. It is maintained by the predetermined value V_0 before instant 1, and after instant t_1 which the brake switch 31 changes to OFF from ON, on the other hand (forward left ring 11), a front wheel will set, wheel speed will decrease rapidly, and (in fact, since it is the reduction direction of wheel speed, it is deceleration) will be less than threshold α after instant t_2 . Although FLAG1 is set in connection with this after instant t_2 , since wheel acceleration $dVFR/dt$ of the forward right ring 11 is not less than threshold α yet, FLAG2 is reset. Therefore, since FLAG1 and FLAG2 will be in an inharmonious state, before instant t_3 in which wheel acceleration $dVFR/dt$ of the forward right ring 11 comes to be less than threshold α Step 107 of drawing 2 It will be judged by execution that a road surface situation is a right-and-left split road surface with the large road surface μ difference of a right-and-left ring, and it is Step 108. The amount $\Delta\lambda$ of reduced pressure threshold amendments rises to the predetermined value β between instant t_2 - t_3 by execution. It follows on this rise of $\Delta\lambda$ and is Step 110. Reduced pressure threshold λ computed is set to $\lambda = \lambda_0 + \beta$ when the time is usually set to λ_0 .

[0018] Consequently, while a road surface situation is a right-and-left split road surface, in the ABS control carried out based on the above-mentioned reduced pressure threshold λ , rear wheel brake fluid-pressure control which makes damping force of a rear wheel small will be made, and the stability of vehicles can be secured as a request.

[0019] On the other hand, it is Step 107 after instant t_3 in which both the wheel acceleration of a right-and-left front wheel comes to be less than threshold α in control of above-mentioned drawing 2. Judgment that the road surface situation was no longer a right-and-left split road surface should do by execution. Thereby, it is Step 109. Since it performs and is returned to $\lambda = \lambda_0$ whose reduced pressure threshold λ is usually a value at the time, when a road surface situation was a uniform road surface, it should be [the road surface μ] suitable for the road surface situation in the damping force by the side of a rear wheel, and sufficient braking performance will be obtained.

[0020] Drawing 5 is a flow chart which is performed with the microcomputer in a control unit 21 in the 2nd example and which illustrates the important section of an antiskid-control program. this 2nd example -- all wheels -- the increase of a brake fluid pressure -- reduced pressure -- control -- when [, such as at the time of Δa etc.,] not carried out, it is suitable, and the proportioning valve 27 of an electric type is used Therefore, in the system chart of the whole which is not illustrated, a control signal shall be inputted into the proportioning valve 27 of an electric type from a control unit 21.

[0021] The proportioning valve 27 of this electric type In the range until it has the property as shown in drawing 6 and

master cylinder ** Pm reaches the predetermined value P0 corresponding to the split point SP Although the rear wheel braking fluid pressure (brake fluid pressure) PR supplied to a rear wheel cylinder due to 1 to 1 [correspondence] increases as master cylinder ** Pm increases In the range exceeding the predetermined value P0 corresponding to the split point SP, the rate (gain) of the increase in the rear wheel braking fluid pressure PR corresponding to the increase in master cylinder ** Pm becomes small. In addition, the property of drawing 6 can regulate the pressure of the rear wheel braking fluid pressure PR in a desired property by changing the split point SP, combining suitably the large portion of the rate of increase of the rear wheel braking fluid pressure PR, and a small portion (refer to JP,4-133846,A for details). [0022] It sets to the control program of drawing 5 repeatedly performed for every predetermined period, and is Step 120 first. Then the above-mentioned right-and-left front-wheel rotation sensor 29, 30 empty-vehicle ring rotational frequencies VFL, and VFR reading -- the following step 121 VFL and VFR wheel acceleration (it is deceleration in fact) $dVFL/dt$ and $dVFR/dt$ of a right-and-left front wheel -- computing -- the following step 122 it is -- Acceleration-error (it is decelerating deflection in fact) $deltadVF$ of a right-and-left front wheel / dt is calculated by $deltadVF/dt = |dVFR/dt - dVFL/dt|$.

[0023] The following step 123 Then with reference to the map of drawing 7 , it asks for the split point SP by $deltadVF / dt$. The map of drawing 7 expresses the $deltadVF/dt$ -SP characteristic curve, and if $deltadVF / dt$ changes, SP will also change according to it. And the following step 124 A control signal is outputted to the electric-type proportioning valve 27 from a control unit 21 so that it may become the split point SP for which it asked as mentioned above.

[0024] In this 2nd example, since in other words the split point SP approaches 0, braking fluid-pressure control gain falls and the right-and-left split road surface to which the road surface μ difference of a right-and-left ring becomes large makes damping force small so that it is based on the property view of drawing 6 and acceleration-error $deltadVF$ of a right-and-left front wheel / dt becomes large, the stability of vehicles will be secured. Moreover, since in other words the split point SP becomes large, braking fluid-pressure control gain goes up and a homogeneity μ road surface with the smaller road surface μ difference of a right-and-left ring heightens damping force so that acceleration-error $deltadVF$ of a right-and-left front wheel / dt becomes small, the damping force by the side of a rear wheel is made to increase as much as possible, and a desired braking performance can be realized. Furthermore, braking fluid-pressure control of this 2nd example can demonstrate the effect irrespective of the operation of ABS control, and un-operating.

[0025] In addition, the flag which expresses the state of the wheel acceleration of a right-and-left front wheel with each above-mentioned example for whether it is a right-and-left split μ road surface; although judged by the inequality of FLAG1 and FLAG2, and the acceleration error of a right-and-left front wheel, you may use the wheel rotational frequency difference of a right-and-left front wheel instead. Moreover, although reduction of the brake fluid pressure of a rear wheel is continued in each above-mentioned example until a brake is turned off [it], you may be made to perform only the predetermined period immediately after a braking start (for example, period corresponding to the 1st front-wheel reduced pressure at the time of a ABS operation). Furthermore, although applied to the ABS control of three channels which controls a rear wheel in common in each above-mentioned example, you may apply to the ABS system of four channels.

[0026]

[Effect of the Invention] In this way, in case fluid-pressure control means carry out adjustable control of the braking fluid pressure of a rear wheel at least like ****, the braking force-control equipment of this invention Since the road surface situation that the road surface μ difference of a right-and-left ring is [a braking fluid-pressure control signal adjustment means] larger orders fluid-pressure control means a braking fluid-pressure control signal which becomes small compared with a front-wheel side, the damping force by the side of a rear wheel The suitable damping force according to the road surface situation will be given to a rear wheel side, and the stability of vehicles is fully secured for a road surface μ like a right-and-left split road surface in an uneven road surface situation. Moreover, a road surface μ makes the damping force by the side of a rear wheel increase as much as possible in a uniform road surface situation, and can realize a desired braking performance.

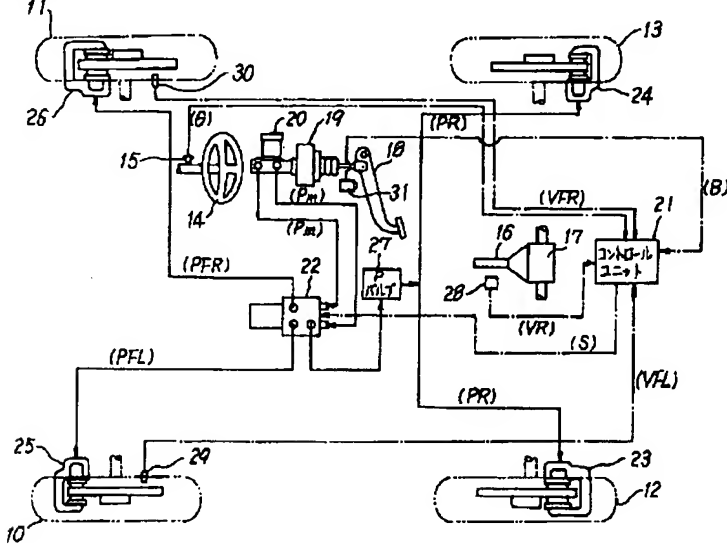
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

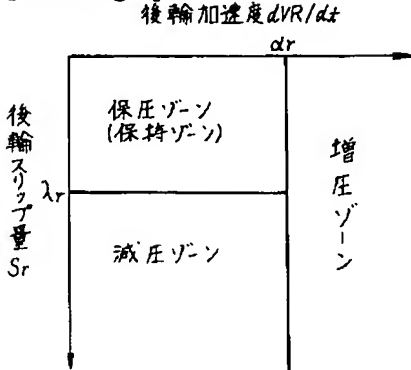
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

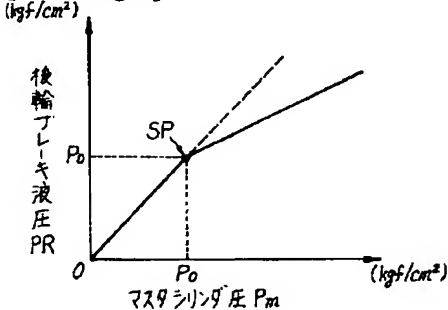
[Drawing 1]



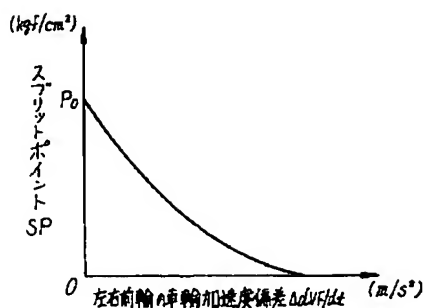
[Drawing 3]



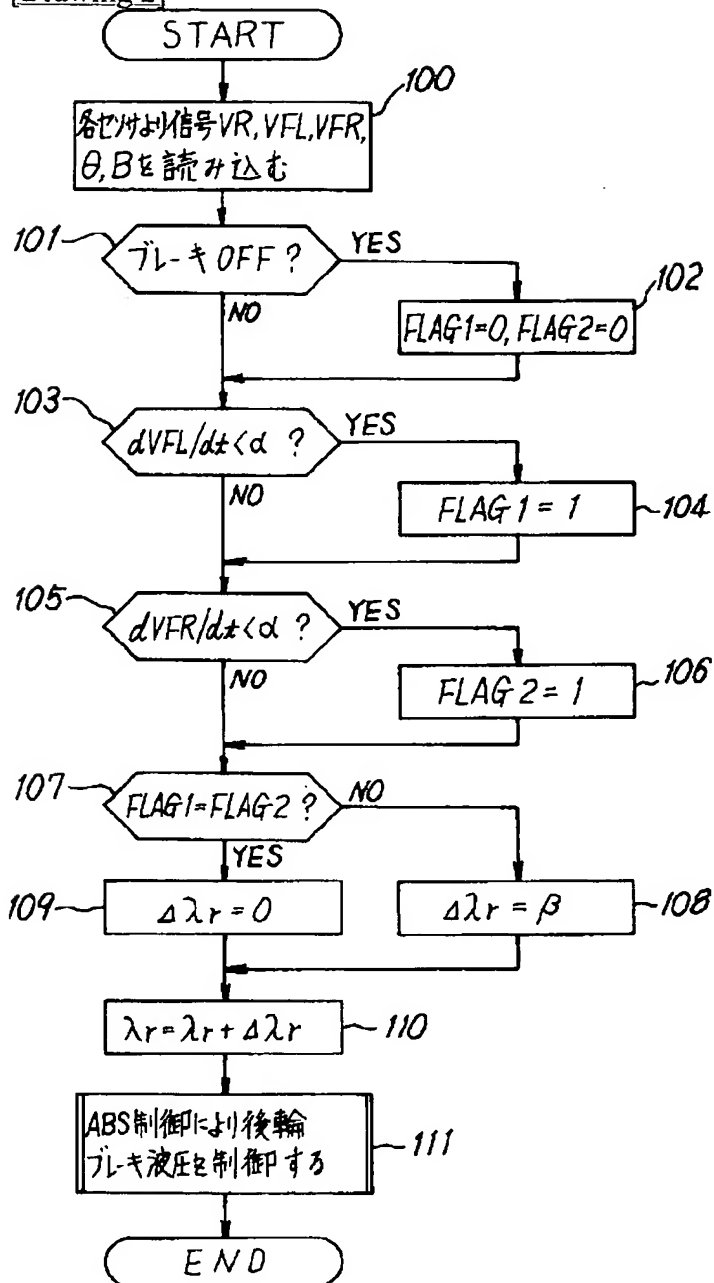
[Drawing 6]



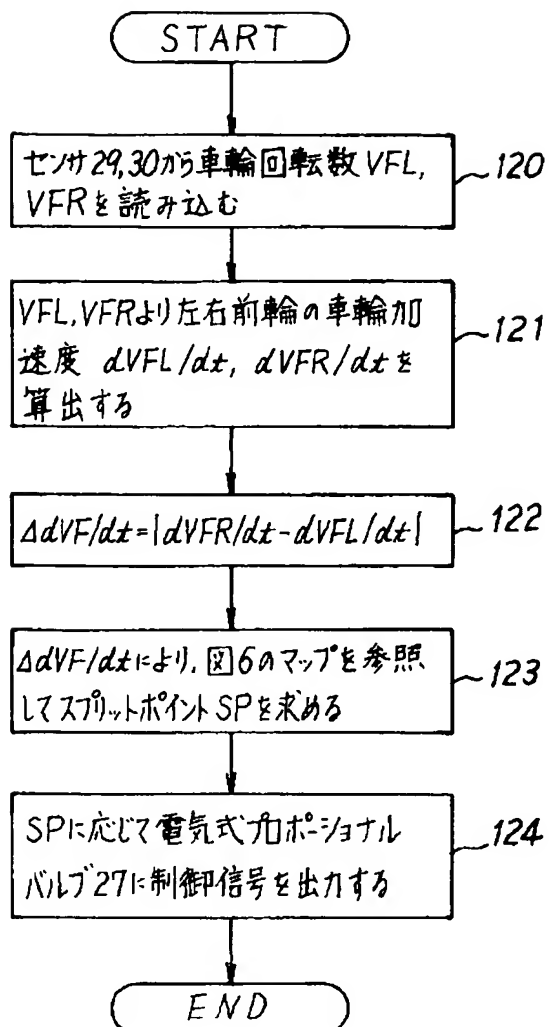
[Drawing 7]



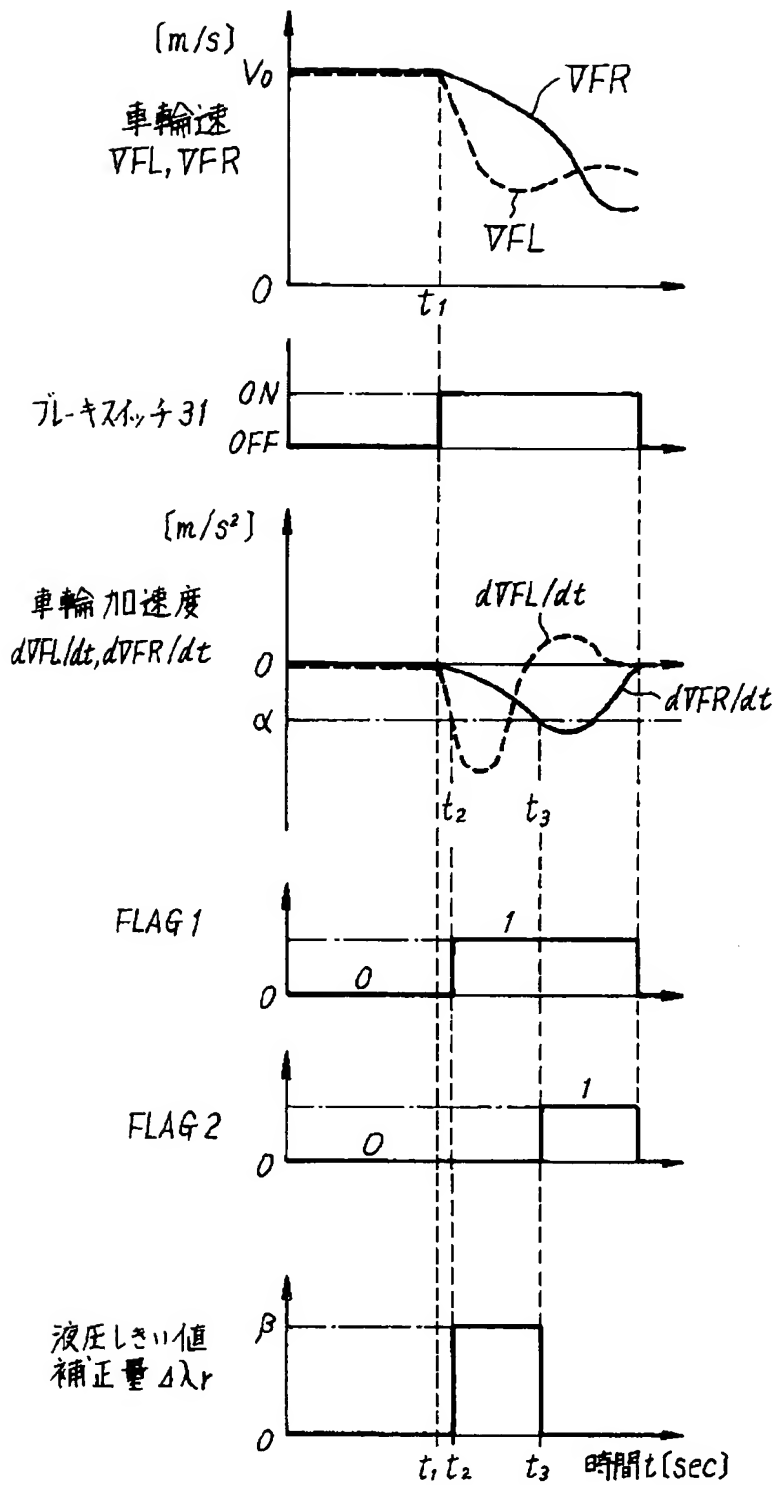
[Drawing 2]



[Drawing 5]



[Drawing 4]



[Translation done.]

BEST AVAILABLE COPY

(11)特許出願公開番号

(43)公開日 平成6年(1994)5月24日

技術表示箇所

Z 7504-3H

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 7 頁)

[最終頁に続く](#)

[illegible]

BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも後輪の制動液圧を可変制御する、制動液圧制御手段を具える、制動力制御装置において、

左右輪の路面 μ を夫々検出する路面 μ 検出手段と、
該路面 μ 検出手段の検出情報に基づいて、左右輪の路面 μ 差が大きい路面状況であるほど後輪の制動力を小さくするような制動液圧制御信号を前記液圧制御手段に指令する、制動液圧制御信号調整手段とを設けたことを特徴とする、制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、左右後輪の制動液圧（ブレーキ液圧）を可変制御し得るようにした、車両の制動力制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両の後輪ブレーキ液圧を制御する制動力制御装置の従来例としては、例えば特開平4-133846号公報に記載されたものがある。この従来例は、車両の制動時の早期後輪ロック防止を実現するため、後輪ブレーキ液圧の上昇を制限している。その際、後輪ブレーキ液圧の制限を開始するスプリット点（臨界液圧点）を固定せずに可変制御によって設定するようにしているため、前輪側に比べ後輪側の制動力が小さくなって制動時の安定性が確保されるようになる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来例の制動力制御を行った場合、左右スプリット μ 路面等の路面 μ が不均一な路面状況では、後輪側の制動力が前輪側よりも小さくなることにより後輪側が安定して車両の安定性が確保されるが、路面 μ が均一な路面状況では、制動力を増やすことができる状況であるにも拘らず、後輪側の制動力をそのままにしているため、十分な制動性能を得ることができないという問題があった。

【0004】本発明は、路面状況に応じた適切な制動力を後輪側に付与することにより、路面 μ が不均一な路面状況での車両の安定性の確保と、路面 μ が均一な路面状況での制動性能の向上との両立を実現し得るようにすることを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】この目的のため、本発明の制動力制御装置は、少なくとも後輪の制動液圧を可変制御する、制動液圧制御手段を具える、制動力制御装置において、左右輪の路面 μ を夫々検出する路面 μ 検出手段と、該路面 μ 検出手段の検出情報に基づいて、左右輪の路面 μ 差が大きい路面状況であるほど後輪の制動力を小さくするような制動液圧制御信号を前記液圧制御手段に指令する、制動液圧制御信号調整手段とを設けたことを特徴とするものである。

【0006】

【作用】本発明によれば、液圧制御手段が少なくとも後輪の制動液圧を可変制御する際には、制動液圧制御信号調整手段が、左右輪の路面 μ 差が大きい路面状況ほど後輪側の制動力が前輪側に比べて小さくなるような制動液圧制御信号を液圧制御手段に指令するから、左右スプリット路面のような路面 μ が不均一な路面状況においては車両の安定性が十分に確保され、また、路面 μ が均一な路面状況においては後輪側の制動力をできる限り増加させて所望の制動性能を実現することができる。

10 【0007】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づき詳細に説明する。図1は本発明の制動力制御装置の第1実施例の構成を示すシステム図であり、図中10、11は夫々左右前輪、12、13は夫々左右後輪を示す。この制動力制御装置は左右前輪10、11を個々にアンチスキッド制御するとともに左右後輪12、13を共通にアンチスキッド制御するように構成されており、左右前輪10、11はステアリングホイール14により転舵されて車両の操舵を行い、左右後輪12、13はプロペラシャフト16およびディファレンシャルギヤ17を介してエンジン駆動され、車両を走行させる。

【0008】上記車両のブレーキシステムは以下のように構成する。すなわち、ブレーキペダル18の踏込力を倍力装置19で増大してからマスターシリンダ20に供給し、ブレーキペダル18の踏込力に応じたマスターシリンダ液圧 P_m をマスターシリンダ20からアクチュエータ22に供給する。アクチュエータ22は、コントロールユニット21とともにアンチスキッド装置を構成するものであり、コントロールユニット21による後述する制御中のアンチスキッド作動時、マスターシリンダ液圧 P_m の一方を後輪12、13がロックしないよう調圧しつつ夫々のホイールシリンダ23、24に共通の後輪制動液圧（ブレーキ液圧）PRとして供給し、マスターシリンダ液圧 P_m の他方を前輪10、11がロックしないよう個々に調圧しつつ夫々のホイールシリンダ25、26に個々の前輪制動液圧（ブレーキ液圧）PFL、PFRとして供給する。なお、後輪制動液圧PRの供給系には周知のプロポーションバルブ（Pバルブ）27を挿入しておくものとする。

【0009】アクチュエータ22は各供給系に対応する液圧制御用の電磁弁を具え、これら電磁弁をもってコントロールユニット21からの制動液圧制御信号Sに応じて制動液圧PR、PFL、PFRを個々に制御し、ホイールシリンダ23の調圧をなす。各電磁弁としては、既知のアクチュエータ制御（ABS制御）用の減圧、保圧（保持）、増圧制御可能なON/OFF制御型の三位置電磁弁を使用し、減圧位置のとき対応液圧を減圧し、保圧位置のとき対応液圧を保持し、増圧位置のとき対応液圧を元圧であるマスターシリンダ液圧 P_m に向けて増圧するものとする。

50 【0010】コントロールユニット21には、左右後輪1

2、13の平均回転数であるプロペラシャフト16の回転数VRを検出する後輪回転センサ28からの回転数信号、左前輪10の回転数VFLを検出する左前輪回転センサ29からの回転数信号、および右前輪11の回転数VFRを検出する右前輪回転センサ30からの回転数信号を入力するとともに、ステアリングホイール（ハンドル）14の操舵角（舵角） θ を検出する舵角センサ15からの信号、および制動の有無を表わすブレーキスイッチ31からの信号B等を入力する。

【0011】コントロールユニット21は、マイクロコンピュータを含んでおり、アンチスキッド制御を行う際に、上記各センサからの入力信号VR、VFL、VFR、 θ 、Bに基づいて、左右輪の路面 μ から算出される左右輪の路面 μ 差が大きくなるにつれて後輪の制動力を小さくするような後輪ブレーキ液圧制御を行い、それにより対応車輪の制動力の調整を行う。

【0012】図2は、第1実施例においてコントロールユニット21内のマイクロコンピュータにより実行される、アンチスキッド制御プログラムを例示するフローチャートである。すなわち、所定周期毎に繰返し実行される図2の制御プログラムにおいて、まずステップ100で、上記各センサから車輪回転数VR、VFL、VFRおよび操舵角 θ 、ブレーキ作動信号Bを読み込み、次のステップ101で、ブレーキ作動信号Bの有無によってブレーキの作動状態を判断する。このステップ101で非制動時と判断された場合（ブレーキスイッチ31がOFFの場合）、本実施例の後輪ブレーキ液圧制御の対象外となることから、次のステップ102で、後述する制御に用いるフラグFLAG1およびFLAG2をリセット（FLAG1=0、FLAG2=0）してから制御をステップ103に進める。一方、制動時と判断された場合はステップ102をスキップして制御を直ちにステップ103に進めるから、前回は制動時であった場合のFLAG1およびFLAG2の状態が保持される。

【0013】ステップ103では、車輪回転数VFLから算出される左前輪10の車輪加速度 $dVFL/dt$ が所定値（しきい値） α 未満か否かを判断し、 $dVFL/dt < \alpha$ となる低 μ の場合、ステップ104でFLAG1をセットする（FLAG1=1）。一方、 $dVFL/dt \geq \alpha$ となる高 μ の場合は、ステップ104をスキップして制御を直ちにステップ105に進めるから、前回は低 μ の場合のFLAG1の状態が保持される。同様に、次のステップ105では、車輪回転数VFRから算出される右前輪11の車輪加速度 $dVFR/dt$ が所定値（しきい値） α 未満か否かを判断し、 $dVFR/dt < \alpha$ となる低 μ の場合、ステップ106でFLAG2をセットする（FLAG2=1）。一方、 $dVFR/dt \geq \alpha$ となる高 μ の場合は、ステップ106をスキップして制御を直ちにステップ107に進めるから、前回は低 μ である場合のFLAG2の状態が保持される。なお、上記ステップ103～106において、コントロールユニット21は路

面 μ 検出手段として機能する。

【0014】ステップ107では、FLAG1およびFLAG2の状態が一致しているか否かを判断し、不一致の場合はステップ108で減圧しきい値補正量 $\Delta\lambda_r$ を所定値 β に設定する（ $\Delta\lambda_r = \beta$ ）。これにより、次のステップ110で減圧しきい値 λ_r に上記減圧しきい値補正量 $\Delta\lambda_r$ を加える補正がなされ、減圧しきい値 λ_r が変更される（ $\lambda_r = \lambda_r + \Delta\lambda_r$ ）。一方、上記ステップ107でFLAG1およびFLAG2の状態が一致している場合は、次のステップ109で減圧しきい値 λ_r を0に設定する（ $\Delta\lambda_r = 0$ ）から、次のステップ110で算出される減圧しきい値 λ_r は変更されず、前回の状態を保持する。なお、上記ステップ107～110において、コントロールユニット21は制動液圧制御信号調整手段として機能する。

【0015】次のステップ111では、上記ステップ110で求めた減圧しきい値を用いて、通常のABS制御により後輪のホイールシリンダ液圧PRを制御して制動力を調整し、このステップ111において、コントロールユニット21およびアクチュエータ22は制動液圧制御手段として機能する。このABS制御としては、例えば図3に例示する増減圧制御を用いるものとし、その増減圧制御においては、減圧ゾーン、保圧（保持）ゾーン、増圧ゾーンの何れのゾーンに該当するかを、後輪スリップ量 S_r が上記減圧しきい値 λ_r を越えるか否か、および後輪加速度 dV_r/dt がしきい値 α_r を越えるか否かによって判定し、該当するゾーンのホイールシリンダ液圧制御（増圧、保圧、減圧）を行うものとする。

【0016】上記制御の作用を図4のタイミングチャートによって説明する。図4は、左右前輪10、11の車輪回転数（車輪速）VFL、VFR（図示例では右前輪速VFRを実線で示し、左前輪速VFLを点線で示す）と、ブレーキスイッチ31のON/OFF状態と、左前輪10の車輪加速度 $dVFL/dt$ および右前輪11の車輪加速度 $dVFR/dt$ （図示例では右前輪の車輪加速度速を実線で示し、左前輪の車輪加速度を点線で示す）と、左右前輪の路面状況（路面 μ ）を表わすFLAG1およびFLAG2と、減圧しきい値補正量 $\Delta\lambda_r$ とを夫々、時系列的に表わしたものである。

【0017】図4の動作例の場合、車輪速VFL、VFRは瞬時 t_1 以前所定値 V_0 に維持されており、ブレーキスイッチ31がONからOFFに転じる瞬時 t_1 以後、前輪の一方（左前輪11）において車輪速が急激に減少して、（実際には、車輪速の減少方向であるので減速度である）は瞬時 t_2 以後しきい値 α を下回ることになる。これに伴い、瞬時 t_2 以後FLAG1がセットされるが、右前輪11の車輪加速度 $dVFR/dt$ はまだしきい値 α を下回っていないため、FLAG2はリセットされたままである。したがって、右前輪11の車輪加速度 $dVFR/dt$ がしきい値 α を下回

とが不一致の状態になるから、図2のステップ107の実行により路面状況は左右輪の路面 μ 差が大きい左右スプリット路面であると判断されることになり、ステップ108の実行により瞬時 $t_2 \sim t_3$ の間は減圧しきい値補正量 $\Delta \lambda_r$ が所定値 β まで上昇する。この $\Delta \lambda_r$ の上昇に伴い、ステップ110で算出される減圧しきい値 λ_r は、通常時を λ_{r0} とした場合、 $\lambda_r = \lambda_{r0} + \beta$ となる。

【0018】その結果、路面状況が左右スプリット路面である間は、上記減圧しきい値 λ_r に基づいて実施されるABS制御において、後輪の制動力を小さくするような後輪ブレーキ液圧制御がなされることになり、所望の通り車両の安定性を確保することができる。

【0019】一方、上記図2の制御において、左右前輪の車輪加速度が共にしきい値 α を下回るようになる瞬時 t_3 以後はステップ107の実行により路面状況が左右スプリット路面ではなくなったとの判断がなされ、それによりステップ109が実行されて減圧しきい値 λ_r が通常時の値である $\lambda_r = \lambda_{r0}$ に戻されるから、路面状況が路面 μ が均一な路面である場合に、後輪側の制動力をその路面状況に適したものとすることができ、十分な制動性能が得られることになる。

【0020】図5は、第2実施例においてコントロールユニット21内のマイクロコンピュータにより実行される、アンチスキッド制御プログラムの要部を示すフローチャートである。この第2実施例は、全車輪にブレーキ液圧の増減圧制御が行われていない場合（緩制動時等）に適しており、電気式のプロポーショニングバルブ27を用いている。したがって、図示しない全体のシステム図において、コントロールユニット21より電気式のプロポーショニングバルブ27に制御信号を入力するものと

【0021】この電気式のプロポーショニングバルブ27は、図6に示すような特性を有しており、マスタシリンダ圧 P_m がスプリットポイントSPに対応する所定値 P_0 に達するまでの範囲においては、マスタシリンダ圧 P_m が増加するにつれて1対1の対応関係で後輪ホイールシリンダに供給する後輪制動液圧（ブレーキ液圧）PRが増加するが、スプリットポイントSPに対応する所定値 P_0 を越える範囲においては、マスタシリンダ圧 P_m の増加に対応する後輪制動液圧PRの増加の割合（ゲイン）が小さくなる。なお、図6の特性は、スプリットポイントSPを変化させることにより、後輪制動液圧PRの増加率の大きい部分と小さい部分とを適宜組み合わせ、後輪制動液圧PRを所望の特性に調圧することができる（詳しくは、特開平4-133846号公報を参照のこと）。

【0022】所定周期毎に繰返し実行される図5の制御プログラムにおいて、まずステップ120では、上記左右前輪回転センサ29、30から車輪回転数VFL、VFRを読み込み、次のステップ121で、VFL、VFRより左右前輪の車輪加速度（実際には減速度である） $dVFL/dt$ および dV

FR/dtを算出し、次のステップ122で、左右前輪の加速度偏差（実際には減速度偏差である） $\Delta dV/dt$ を $\Delta dV/dt = |dVFR/dt - dVFL/dt|$ により求める。

【0023】次のステップ123では、 $\Delta dV/dt$ により図7のマップを参照して、スプリットポイントSPを求める。図7のマップは、 $\Delta dV/dt$ -SP特性曲線を表わしており、 $\Delta dV/dt$ が変化するとそれに応じてSPも変化する。そして、次のステップ124で、上記のようにして求めたスプリットポイントSPとなるように、電気式プロポーショニングバルブ27にコントロールユニット21から制御信号を出力する。

【0024】この第2実施例においては、図6の特性図に基づいて、左右前輪の加速度偏差 $\Delta dV/dt$ が大きくなるほど、言い換えれば左右輪の路面 μ 差が大きくなる左右スプリット路面ほど、スプリットポイントSPが0に近づいて制動液圧制御ゲインが低下して制動力を小さくするから車両の安定性が確保されることになる。また、左右前輪の加速度偏差 $\Delta dV/dt$ が小さくなるほど、言い換えれば左右輪の路面 μ 差が小さい均一 μ 路面ほど、スプリットポイントSPが大きくなって制動液圧制御ゲインが上昇して制動力を高めるから、後輪側の制動力をできる限り増加させて所望の制動性能を実現することができる。さらに、この第2実施例の制動液圧制御は、ABS制御の作動、非作動に拘らず、その効果を発揮することができる。

【0025】なお、上記各実施例では、左右スプリット μ 路面か否かを、左右前輪の車輪加速度の状態を表わすフラグ；FLAG1、FLAG2の不一致や、左右前輪の加速度偏差によって判定しているが、代わりに左右前輪の車輪回転数差を用いてもよい。また、上記各実施例では、後輪のブレーキ液圧の低減をブレーキがOFFになるまで続けているが、制動開始直後の所定期間（例えばABS作動時の、第1回目の前輪減圧に対応する期間）のみ行うようにしてもよい。さらに、上記各実施例では、後輪を共通に制御する3チャンネルのABS制御に適用しているが、4チャンネルのABSシステムに適用してもよい。

【0026】

【発明の効果】かくして本発明の制動力制御装置は上述の如く、液圧制御手段が少なくとも後輪の制動液圧を可変制御する際には、制動液圧制御信号調整手段が、左右輪の路面 μ 差が大きい路面状況ほど後輪側の制動力が前輪側に比べて小さくなるような制動液圧制御信号を液圧制御手段に指令するから、路面状況に応じた適切な制動力が後輪側に付与されることになり、左右スプリット路面のような路面 μ が不均一な路面状況においては車両の安定性が十分に確保され、また、路面 μ が均一な路面状況においては後輪側の制動力をできる限り増加させて所望の制動性能を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の制動力制御装置の第1実施例の構成を示すシステム図である。

【図2】第1実施例においてコントロールユニット21内のマイクロコンピュータにより実行される、アンチスキッド制御プログラムを例示するフローチャートである。

【図3】同例のアンチスキッド制御において実施する、ホイールシリンダ液圧の増減圧制御の制御パターンを例示する図である。

【図4】同例の作用を説明するためのタイミングチャートである。

【図5】第2実施例においてコントロールユニット21内のマイクロコンピュータにより実行される、アンチスキッド制御プログラムの要部を例示するフローチャートである。

【図6】同例の電気式のプロポーションバルブの、マスタシリンダ圧・後輪制動液圧特性をスプリットポイントと関連して示す特性図である。

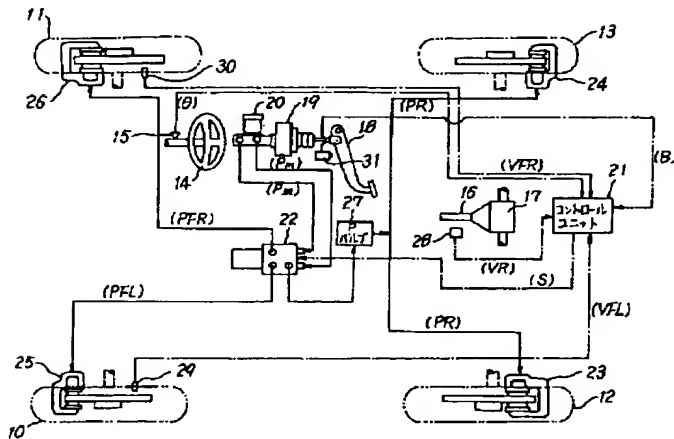
【図7】同例の左右前輪加速度偏差・スプリットポイント*

*ト特性曲線を示す図である。

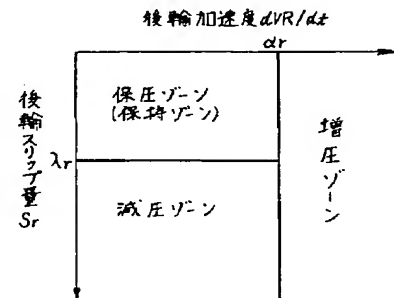
【符号の説明】

- 10, 11 前輪
- 12, 13 後輪
- 14 ステアリングホイール
- 15 舵角センサ
- 18 ブレーキペダル
- 20 マスタシリンダ
- 21 コントロールユニット（路面 μ 検出手段、制動液圧制御信号調整手段）
- 22 アクチュエータ
- 23~26 ホイールシリンダ
- 27 プロポーションバルブ（制動液圧制御手段）
- 28 後輪回転センサ
- 29 左前輪回転センサ
- 30 右前輪回転センサ
- 31 ブレーキスイッチ

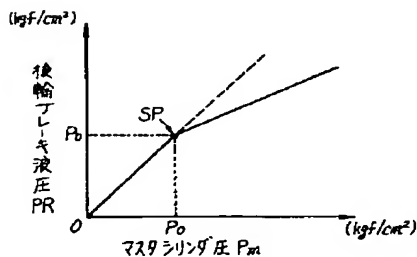
【図1】



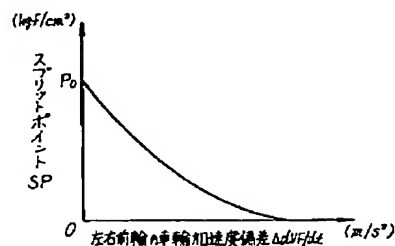
【図3】



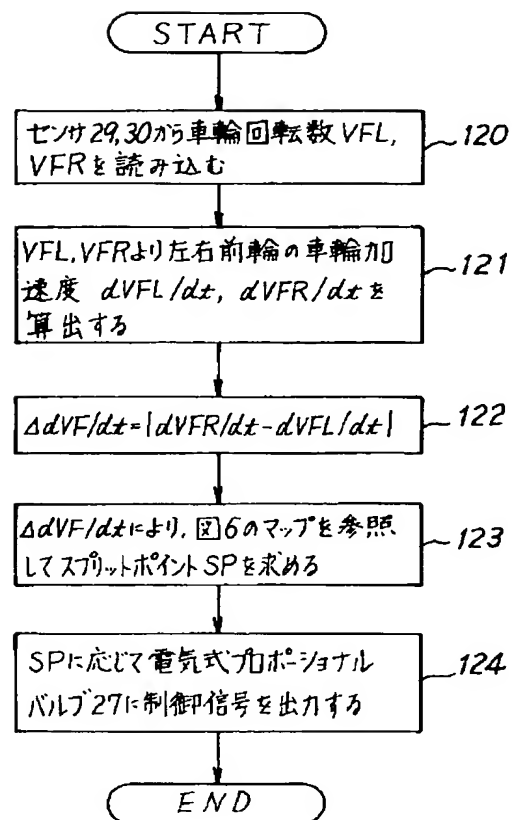
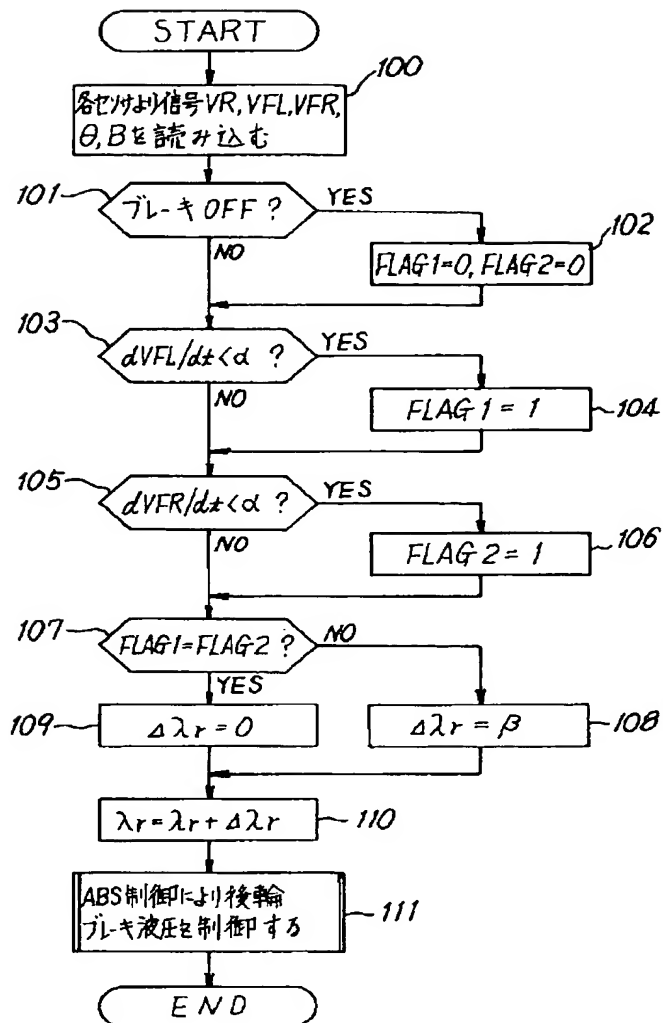
【図6】



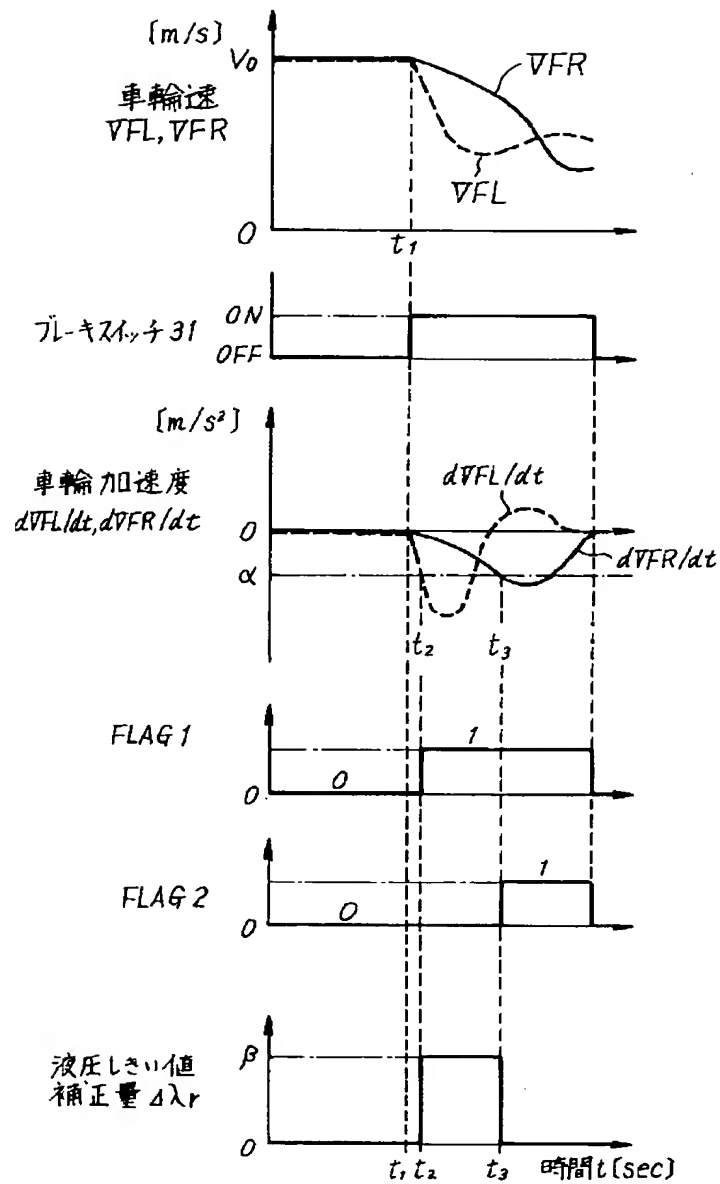
【図7】



【図5】



【図4】



フロントページの続き

(72)発明者 井上 秀明
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内

BEST AVAILABLE COPY